№ 3. Warszawa, 25 marca 1930 r. Rok VIII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, CHMIELNA 2, m. 6. TEL. 275-45.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

Prof. Cz. GRABOWSKI.

ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO

(Por. *Technika Cieplna*, 1930, str. 12).

6. Wpływ na siłę ciągu pionowych prądów gazowych.

Dotychczas rozpatrywalismy najprostszy wypadek przepływu gazów pod kotłem parowym, a mianowicie zakładaliśmy, że palenisko i wszystkie trzy kanały kotła parowego a także kanał dymowy leżą na jednym poziomie. Z kanałów pionowych rozpatrywaliśmy jedynie komin. Natomiast w rozdziale niniejszym mam zamiar zatrzymać się specjalnie nad prawami przepływu gazów w kanałach i komorach pionowych. We wszystkich naszych wykładach poprzednich przyjmowaliśmy:

1) że ciężar słupa powietrza lub gazów kominowych jest funkcją prostolinjową wysokości tego słupa, a więc i odpowiednie ciśnienia są funkcją prostolinjową wysokości *H*,

2) że ciężar właściwy gazów dla różnych poziomów wymienionych słupów jest wartością stałą.

Ponieważ jednak w rozdziale niniejszym wypadnie nam spotkać się z pewnemi dosyć precyzyjnemi obliczeniami (nprz. ze spadkiem ciśnienia 0,15 *mm* słupa wodnego na 1 metrze drogi gazów), więc przedewszystkiem uważam za konieczne zastanowić się nad dokładnością wyżej wymienionych założeń, gdyż zależności, o których mowa, z natury rzeczy nie posiadają prostolinjowego charakteru.

Weźmy słup powietrza lub gazów kominowych o wysokości *H*. Początek spółrzędnych przyjmijmy na górnym poziomie komina ($H=o$), a maximum H u podstawy. Ciśnienie gazu na dowolnym poziomie niech będzie p, a maximum tego ciśnienia na dnie słupa $= p_A$; pole przekroju słupa F, objętość właściwa gazu — v. Wtedy ciężar bardzo małego elementu (o wysokości dH) tego słupa równać się będzie $dG = F dH : v$, a zatem przyrost ciśnienia na dolną część słupa na rozpatrywanym poziomie $dp = dG : F = dH : v$. Z drugiej strony dla gazu t. zw. doskonałego $pv = RT$ (gdzie R—stała gazowa), skąd $dp : p = dH : RT$, a zatem

$$p : p_A = e^{-H:RT} \qquad (65)$$

a ciężar właściwy gazu na dowolnym poziomie

$$\gamma = p_A e^{-H:RT} : RT \qquad (66)$$

Lecz funkcja

$$e^{-H:RT} = 1 - \frac{H}{RT} + \frac{1}{2}\left(\frac{H}{RT}\right)^2 \text{ i t. d.}$$

Dla powietrza $RT = p : \gamma = 10330 : 1{,}29 =$ $= \infty 8000$ *metrów*, $1 : RT = 125 \cdot 10^{-6}$

Dla $H = 100\ m$, $H : RT = 0{,}0125$, $\frac{1}{2}\left(\frac{H}{RT}\right)^2 = 78 . 10^{-6}$, a zatem trzeci i następne wyrazy szeregu mogą być odrzucone.

Tak więc

$$p : p_A = 1 - H : RT = 1 - 125 . 10^{-6} H$$

(gdzie H wyrażamy w metrach) (67)

Podstawiając tę wartość do wzoru (66), otrzymamy, że

$$\gamma = \frac{p_A}{RT} - \frac{H}{(RT)^2} + \frac{1}{2}\,\frac{H^2}{(RT)^3} \text{ i t. d.}$$

W równaniu tem już drugi wyraz może być odrzucony, a zatem możemy przyjąć, że na całej wysokości komina (dla $T = \text{const}$)

$$\gamma = p_A : RT = \text{const} \qquad (68)$$

skąd wynika, że spadek ciśnienia

$$\Delta p = p_A - p = H p_A : RT = H\gamma \qquad (69)$$

czyli że wyżej stosowane przez nas uproszczone wzory na Δp i γ posiadają dokładność zupełnie dostateczną dla naszych obliczeń technicznych [1]) a zatem i przy dalszych naszych (aczkolwiek bardziej precyzyjnych) obliczeniach wzory (68) i (69) mogą być stosowane.

Jak widać z rozdziałów poprzednich, gdy układ gazowy składa się tylko z kanału poziomego i komina, to zastępczy układ wodny posiada bardzo prostą postać: jest to zbiornik (rys. 3 II rozdz. 3), z którego woda pod ciśnieniem (manometrycznem $= a\ kg/m^2$ [2]) płynie przez rurę poziomą z kolanem pionowem (dającem przeciwciśnienie $k\ kg/m^2$). Różnica wysokości $h = a - k$ zostaje zużyta głównie na pokonanie znacznych oporów hydraulicznych, które powstają w tej rurze pod wpływem warunków natury lokalnej, wskutek czego energja kinetyczna wypływającej wody jest stosunkowo nieznaczna, aczkolwiek nadanie tej energji stanowi główny cel instalacji. Wartość h dla układu gazowego będzie *teoretyczną siłą ciągu naturalnego.*

[1]) Tak więc zmiana ciśnienia na różnych wysokościach komina dla $T = \text{const}$ nie ma wyraźnego wpływu

1) ani na wartość ciśnienia, wywieranego pod ruszt przez słup powietrza o wysokości (H) — komina,

2) ani na wartości ciśnienia wywieranego na dno komina przez gazy odlotowe. Natomiast temperatura na te wartości wywiera wpływ bardzo wyraźny, jak to pokazują niżej podane tabliczki.

1) Ciśnienie słupa powietrza o wysokości $H = 30\ m$:

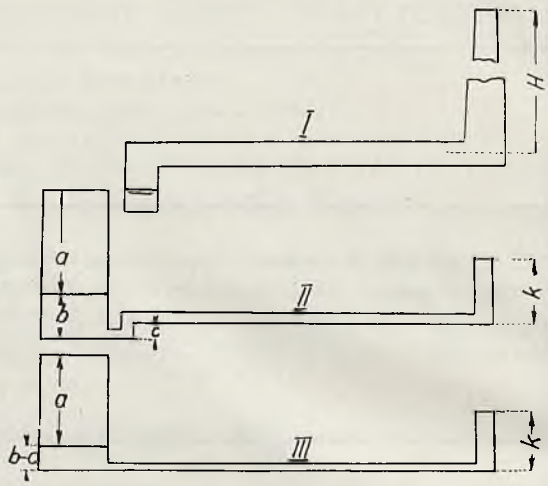
$t\ ^0C$	-20^0	-10^0	-5^0	0^0	10^0	20^0
$a\ kg/m^2$	42,8	39,9	39,4	38,5	37,2	36,0

2) Ciśnienie słupa spalin o wysości $H = 30\ m$:

$t\ ^0C$	200^0	220^0	240^0	260^0	280^0	300^0
$k\ kg/m^2$	19,6	18,1	17,6	17,0	16,5	16,1

[2]) Więc zbiornik ten posiada wysokość a *mm.*

Sprawa komplikuje się, gdy w układzie gazowym mamy komory lub kanały pionowe. Najprostszy wypadek będziemy mieli wtedy, gdy kocioł parowy z poziomemi kanałami posiada palenisko głębokie (jak to pokazano na schematycznym rysunku 8 I), jakiemi bywają



Rys. 8

zewnętrzne lub dolne paleniska do drzewa, torfu i t. d. Wtedy w zastępczym układzie wodnym (rys. 8 II) zbiornik wodny składać się będzie z dwóch części: 1) z części normalnej o wysokości a, która odpowiada wysokości H komina i 2) z części dodatkowej o wysokości b, która odpowiada pogłębieniu rusztów poniżej kanału poziomego. W układzie tym palenisko musi być zastąpione pionową rurą o wysokości c; ponieważ zaś $b\,\Delta = H_1 \gamma_p$, $c\Delta = H_1 \gamma_m$ (gdzie H_1 *metrów* głębokość paleniska γ_p — cięż. wł. powietrza, γ_m — cięż. wł. gazów paleniskowych wyrażone w kg/m^3, Δ — cięż. wł. wody w mgr/mm^3, wysokości a, b i c w milimetrach). Zamiast owego dodatkowego zbiornika wody o wysokości b i pionowego kolana o wysokości c, w układzie zastępczym możemy dać zbiornik o wysokości $(b - c)$, a zatem

$$(b - c)\,\Delta = H_1 (\gamma_p - \gamma_m) = h_1 \qquad (70)$$

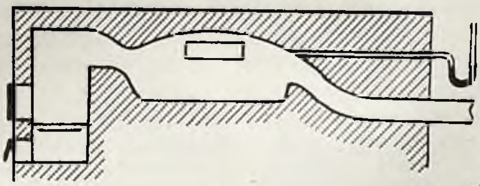
A więc teoretyczna siła ciągu takiej instalacji będzie

$$h = a - k + (b - c) = H \frac{\gamma_p - \gamma_k}{\Delta} + H_1 \frac{\gamma_p - \gamma_m}{\Delta} \qquad (71)$$

Mamy tu więc *dodatkowy komin* o wysokości H_1, ale wypełniony gazami o temperaturze około 1000°, t. j. wzmacniający ciąg $(\gamma_p - \gamma_m) : (\gamma_p - \gamma_k)$ prawie *1,6 razy* więcej, niżby wzmocniła ciąg nadbudówka komina tej samej wysokości H_1 oraz dodatkową siłę ciągu $(b - c)$, gdzie $b - c = h_1$, określa równanie (70).

Idea pogłębiania palenisk znalazła zastosowanie do racjonalnej budowy pieców pło-

miennych z oknami roboczemi (rys. 9). Dzięki pogłębieniu paleniska mamy dodatkowe ciśnienie pod ruszt $b\Delta = H_1 \gamma_p$ kg/m^2, które zużyte zostaje na przezwyciężenie oporów paliwa na tym samym poziomie i przeciwciśnienia $H_1 . \gamma_m$ (jak to wskazuje ciągomierz na rys. 9 przed-

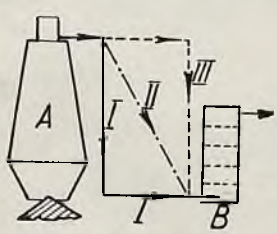


Rys. 9

stawiony [1]). Jest to bardzo ważny szczegół dla konstruktora pieców, gdyż przy takiem wyrównaniu ciśnień, w chwili gdy okno robocze jest otwarte, nie będziemy mieli ani zasysania zimnego powietrza do pieca, ani też wyrzucania płomienia na zewnątrz.

Z dwóch wyżej przytoczonych przykładów widać, że jeżeli w górnej części głębokiego paleniska do drzewa (1,5 — 2 metrów głębokości) ustawimy ciągomierz, to nie pokaże on nam pełnych oporów na rusztach, lecz wartość mniejszą o H_1 (γ_p — γ_m), gdzie H_1 — wysokość ustawienia ciągomierza nad rusztami.

Widzimy więc, że wszelkiego rodzaju kanały i komory, w których prądy gazów gorących unoszą się pionowo w górę, będą kominami dodatkowemi. Takiemi kominami są również wszelkiego rodzaju piece szybowe, np. piec wapienny belgijski (na rys. 10 schematycznie pokazany), posiadający przeciętną temperaturę około 600^0 [2]).



Rys. 10

Natomiast rura z prądem *opadającym* wdół, która gaz z tego pieca odprowadza do

[1]) Ciśnienie $b\Delta$ powinno być obliczone z zapasem, a nadmiar tego ciśnienia usuwać należy przy pomocy drzwiczek popielnika.

[2]) W dolnej strefie powietrze ogrzewa się od wapna do 300^0 lub nieco wyżej; za przeciętną temperaturę uważam 150^0: jest to strefa chłodzenia wapna.
W strefie środkowej mamy wypalanie wapna; przeciętna temperatura około 1000^0. W strefie górnej kamień wapienny ogrzewa się, a gazy odlotowe (które składają z gazów spalinowych $+ CO_2$ z rozkładu wapniaka) stygną od 900^0 do 450^0; w strefie tej mamy przeciętną temperaturę około 600^0.

płóczki, będzie swojego rodzaju *lewarkiem*. Rury takie (jak widać na rys. 10) mogą być przeprowadzone trzema sposobami (oznaczonemi liczbami I, II, III). W rurach tych gazy stygną mniej więcej do 200^0. Jeżeli rurę taką przeprowadzimy systemem I, to gaz ostygnie w niej najwięcej w poziomej części dolnej, więc w pionowym lewarku mamy gaz o stosunkowo wyższej temperaturze. Silniejszym lewarkiem będzie instalacja II z rurą pochyloną. Natomiast w instalacji III mamy poziomą rurę chłodzącą, a następnie pionowy lewarek z gazu już ostudzonego, więc instalacja III najlepiej ułatwia ciąg w piecu [1]). W lewarku tym przeciętna temperatura prawdopodobnie będzie około 230^0, a ciężar właściwy gazu ostudzonego $\gamma_z = 0{,}8$ kg/m^3 [2]). O ile wlot powietrza do pieca i wlot gazu do płóczki znajdują się na jednym poziomie, to teoretyczna siła ciągu *naturalnego* wyżej omówionej instalacji (ale bez płóczki) w założeuiu, że ciśnienie hydrodynamiczne gazów u wlotu do płóczki równa się *atmosferycznemu*, będzie

$$h_1 = H_1 (\gamma_z - \gamma_m) : \Delta \quad . \; . \; . \quad (72),$$

gdzie H_1 wysokość pieca w metrach mierzona od wlotu powietrza do wylotu gazów. W naszym przykładzie $h = 0{,}34$ H_1 mm słupa wodnego, co przy wysokości $H_1 = 12\,m$ da teoretyczną siłę ciągu *naturalnego* przeszło 4 mm [3]).

Zostaje ona zużyta na przezwyciężenie oporów w samym piecu i o ile opory te są nieznaczne, to ciągomierz ustawiony przed samą płóczką pokazuje niewielką próżnię [4]).

[1]) Wymaga jednak niedogodnych rusztowań do umocowania rury gazowej.

[2]) Gaz ten zwykle zawiera 25 — 30% (objęt.) CO_2, więc przeciętny ciężar molowy tego gazu bywa powyżej 32, a ciężar wł. w 0^0 powyżej 1,43 kg/m^3. Przyjmując ciężar molowy 33, otrzymamy ciężar właściwy w 0^0 — 1,47 kg/m^3, w 230^0 $\gamma_z = 0{,}8$, w 600^0 $\gamma_m = 0{,}46$.

[3]) Gdyby wlot gazów do płóczki znajdował się wyżej od wlotu powietrza do pieca o L metrów, to lewarek posiadał by wysokość $(H - L)$; ciśnienie wlotowe powietrza było by o $L\gamma_p$ większe od ciśnienia wylotowego gazów, a zatem ***siła ciągu naturalnego*** była by

$$h_1 = (H_1 - L)\ \gamma_z + L\gamma_p - H_1\gamma_m =$$

$$= H_1\ (\gamma_z - \gamma_m) + L\ (\gamma_p - \gamma_z) \quad . \; . \; . \; . \quad (73)$$

a w naszym przykładzie przy $L = 2\,m$ siła ciągu $h_1 = 5$ mm.

[4]) Opory te zależą przedewszystkiem od wielkości kawałków wypalanego kamienia wapiennego: drobne kawałki i pył (szczególniej pył z kredy) silnie tamują przepływ gazów. W piecach na podmurowaniu często zupełnie bezcelowo ciąg bywa tamowany wskutek zamykania dolnych drzwiczek (o czem już miałem okazję wspomnieć w rozdziale 5). Niektóre piece posiadają specjalne kanały do równomiernego odprowadzania gazów; w kanałach tych może osiadać pył z kamienia wypalonego, co również zatamuje ciąg

Widzimy zatem, że prądy gazów *gorących*, unoszące się w górę, są kominami dodatkowemi, a prądy opadające, szczególniej gazów stygnących wytwarzają ciśnienie wdół, analogicznie do powietrza atmosferycznego, które wchodzi pod własnem ciśnieniem do paleniska lub pieca. Ponieważ jednak temperatura w tych prądach jest wyższa od temperatury powietrza, więc prąd taki nie może wyrównać przeciwciśnienia słupa powietrza tej samej wysokości i w ostatecznym rezultacie prądy opadające zużywają zależnie od temperatury większą lub mniejszą część siły ciągu, aczkolwiek do pewnego stopnia muszą być uważane za swojego rodzaju lewarki gazowe. Różnica pomiędzy owemi lewarkami gazowemi a lewarkami hydraulicznemi, polega na tem, że przy stosowaniu lewarków do ściągania cieczy różnica ciśnień atmosfery na różnych poziomach niema praktycznego znaczenia, natomiast dla lewarków gazowych różnica ciśnień atmosfery na dwóch krańcowych poziomach zupełnie wyraźnie hamuje ciąg [5]). (*d. c. n.*).

W tych gałęziach przemysłu, które do swych celów korzystają z gazów produkowanych w piecu wapiennym, gazy te usuwane są z pieca przy pomocy specjalnej sprężarki, która te gazy przesyła do celów fabrykacyjnych. Sprężarka taka u wlotu gazów do płóczki wytwarza większą lub mniejszą próżnię zależnie od swej sprawności i od oporów, jakie dają przewody gazowe i sama płóczka: w pewnych jednak warunkach próżnia może spaść do zera.

Co innego mamy w piecach, które pracują ciągiem naturalnym, tj. wypuszczają gazy do atmosfery. Tam ciśnienie u wylotu z pieca będzie $A_0\Delta = A\Delta - H\gamma_p$, gdzie $A\Delta$ — ciśnienie atmosfery na poziomie dolnych drzwiczek pieca. Siła ciągu naturalnego takiego pieca będzie (wdł. wzoru 70)

$$h_1 = H_1 (\gamma_p - \gamma_m) : \Delta$$

Będzie ona większa od siły ciągu *naturalnego* w instalacji (bez płóczki) na rys. 10 pokazanej, w której gaz sprowadzony został wdół *pod ciśnienie atmosferyczne* $A\Delta$ (równ. 72) : opadający prąd gazów, (które posiadają temperaturę wyższą od temperatury powietrza atmosferycznego) sam do pewnego stopnia działa jako lewarek, lecz jako lżejszy od słupa powietrza tej samej wysokości H_1 również zużywa część siły ciągu. Wzór (72) zatem rozumieć należy w sposób następujący:

Omawiana przez nas *siła ciągu naturalnego* w instalacji z opadającym prądem gazu stygnącego składa się jak gdyby z dwóch części:

1) Z siły ciągu naturalnego samego pieca h_1, która według równ. 70 równa się

$$h_1 = H_1 (\gamma_p - \gamma_m) : \Delta$$

2) z ciągu wytworzonego przez ów lewarek, który (o ile nie miał by pomocy w ciągu sztucznym) sam miał by do przezwyciężenia opór atmosfery:

$$h_2 = H_1 (\gamma_z - \gamma_p) = - H_1 (\gamma_p - \gamma_z) \quad . \quad . \quad (74)$$

czyli siła takiego ciągu w wymienionych warunkach posiada wartość ujemną.

[5]) Dla tego też zestawiając wodne układy zastępcze zawsze pamiętać należy, jakie *rzeczywiste* absolutne ciśnienia panują na dwóch krańcowych poziomach wody.

Inż. IGNACY GRUSZCZYŃSKI.

PRZYWÓZ Z ZAGRANICY SILNIKÓW I KOTŁÓW PAROWYCH

(Por. *Technika Cieplna* 1930, str. 8)

B. KOTŁY PAROWE.

TABELA 6.

Kotły parowe i ich części.

PRZEDMIOT	1926 kg.	1926 złote	1927 kg.	1927 złote	1928 kg.	1928 złote	1929 kg.	1929 złote
1. Kotły nierurkowe i parowozowe (poz. 152 p. i 4 tar. celn.)	241.500	728.000	103.200	304.000	446.600	1.153.000	47.800	127.000
2. Kotły rurkowe, przegrzewacze parowe, ekonomizery, ruszty mechaniczne (poz. 152 p. 3 i 8 tar. celn.)	789.400	1.173.000	621.300	1,594.000	769.900	1.812.000	526.400	1.415.000
3. Części kotłów i aparatów oddzielnie niewymienione (poz. 167 p. 35a tar. celn.)	425.500	775.000	770.800	1.220.000	880.400	1.882.000	1.039.800	2.296.000
Ogółem		2.676.000		3.118.000		4.847.000		3 838.000

Przywóz z zagranicy kotłów nierurkowych (płomienicowych) i parowozowych, jak to zresztą wykazuje niniejsza tabela, wzrósł w roku 1928 do sumy zł. 1.153.000, to jest prawie czterokrotnie w porównaniu do 1927 roku, ażeby w roku następnym — 1929 obniżyć się do kwoty zł. 127.000 skutkiem niepomyślnej konjunktury gospodarczej. Przywóz kotłów wodnorurkowych i opłomkowych, przegrzewaczy, podgrzewaczy i rusztów mechanicznych stale wzrasta, poczynając od roku 1926 i osiąga kwotę zł. 1.812.000 w roku 1928, zmniejszając się o 22% w roku następnym wskutek kryzysu w przemyśle.

Przywóz części kotłów i aparatów wykazuje stałą tendencję zwyżkową, wzrastając w roku 1928—o 37% w stosunku do roku poprzedniego i osiągając w roku ubiegłym wartość zł. 2 296.000. Wysokie liczby przywozu świadczą, że produkcja krajowa jest uzupełniana elementami z zagranicy, wyrób których nie opłaca się bądź jest niewykonalny ze względu na brak odpowiednich urządzeń mechanicznych. Produkcja więc krajowa w dziale budowy kotłów nie jest całkowicie samowystarczalną.

Kierunki przywozu kształtowały się pod wpływem wojny celnej z Niemcami, datującej się od lipca 1925 roku, a wyrażającej się w zakazie przywozu kotłów i ich części z Niemiec oraz kontygentowaniu ich z innych państw. Kierunki te ilustruje poniżej zamieszczona tabela:

TABELA 7.

Kierunki przywozu kotłów parowych i ich części w roku 1928.

1. *Kotły nierurkowe.*

Ogółem . . .	409.400 *kg*	1.080.000 zł.	%
Szwajcarja . .	276.100	757.000	70
Anglja . . .	123.800	301.000	28

2. *Kotły parowozowe.*

Ogółem . . .	37.200 *kg*	73.000 zł.	%
Czechosłowacja	20.600	37.000	50
Austrja . . .	9.500	28.000	38

3. *Kotły rurkowe.*

Ogółem . . .	346.000 *kg*	793.000 zł.	%
Niemcy . . .	101.900	221.000	28
Czechosłow. .	90.100	217.000	28
Anglja . . .	77.300	194.000	24
Francja . . .	65.800	116.000	15

4. *Przegrzewacze parowe.*

Ogółem . . .	215.600 *kg*	738.000 zł.	%
Anglja . . .	164.300	543.000	73
Niemcy . . .	20.600	88.000	12

5. *Ekonomizery z rurami żeliwnemi.*

Ogółem . . .	178.100 *kg*	231.000 zł.	%
Anglja . . .	163.600	214 000	93

6. *Ruszty mechaniczne.*

Ogółem . . .	30.200 *kg*	50.000 zł.	%
Czechosłow. .	21.200	30.000	60
Austrja . . .	8.000	18.000	36

7. *Części kotłów i aparatów oddz. niewym.*

Ogółem . . .	880 400 *kg*	1.882.000 zł.	%
Niemcy . . .	304.800	814.000	43
Czechosłow. .	438.200	630.000	33
Szwajcarja .	94.200	170.000	8
Anglja . . .	19.700	89.000	5
Austrja . . .	7.800	82.000	4

TABELA 8.

Kierunki przywozu w roku 1929.

1. *Kotły nierurkowe i parowozowe.*

Przywóz 1929 r. 47.800 *kg* wartości 127.000 zł.
„ 1928 r. 446.600 *kg* „ 1.153.000 zł.

	I półrocze	II półrocze	Ogółem	Stosunek do og. przywozu %
Niemcy	71.000	36.000	107.000	84
Czechosłowacja	17.000	-	17.000	13
Anglja	—	2.000	2.000	1,6

2. *Kotły rurkowe, przegrzewacze, ekonomizery, ruszty mechaniczne.*

Przywóz 1929 r. 526.400 *kg* wartości 1.415.000 zł.
„ 1928 r. 769.900 *kg* „ 1.812.000 zł.

	I półrocze	II półrocze	Ogółem	%
Czechosłowacja	226.000	372.000	598.000	42
Niemcy	176.000	112.000	288.000	20
Anglja	147.000	10.000	157.000	11
Szwajcarja	86.000	—	86.000	6
Austrja	39.000	106.000	145.000	10

TABELA 9.

Kierunki przywozu kotłów i ich części.

	1924			1925		
	kg	%	zł.	kg	%	zł.
1. *Kotły nierurkowe.*	115.400		70.000	262.400		191.000
Niemcy	81.800	71		39.500	15	
Czechosłowacja	32.200	28		145.200	55	
Anglja	1.400			65.100	25	
2 *Kotły płomienicowe.*	77.000		39.000	1.100		1.000
Czechosłowacja	40.700	53		—		
Niemcy	36.300	47		1.100	100	
3. *Kotły wodnorurkowe.*	810.000		451.000	758.900		488.000
Niemcy	536.200	66		498.800	66	
Czechosłowacja	117.200	14		129.600	17	
Belgja	86.400	11		—	—	
Inne kraje	70.200	9		130.500	17	
4. *Przegrzewacze parowe.*	93.500		65.000	61 900		44.000
Niemcy	52 900	57		33.500	54	
Czechosłowacja	37.600	40		21.800	25	
Inne kraje	3.000	3		6.600	11	
5. *Ekonomizery (nawet z rurami żeliwnemi)*	242.300		103.000	156.400		117.000
Niemcy	155.100	64		30.400	19	
Czechosłowacja	86.700	36		99.600	64	
Inne kraje	500			26.400	17	
6. *Ruszty mechaniczne*	285.300		123.000	134.600		80.000
Niemcy	180.000	63		10.000	7	
Czechosłowacja	49.800	18		60.700	45	
Anglja	29.800	10		38.800	28	
Austrja	25.700	9		19.400	14	
Inne kraje	—	—		5.700	4	
7. *Części kotłów i aparatów (oddz. niewym.)*	553.400		501 000	863.000		717.000
Niemcy	434 600	79		516.500	60	
Czechosłowacja	91.100	16		269.700	30	
Inne kraje	27.700	5		86.800	10	

UWAGA: W roku 1924 — 1 zł. = 1 fr. złot.
„ 1925 — 1 zł. = 1 fr. zł./0.58 fr. zł. (dewaluacja złotego).

3. *Części kotłów i aparatów (oddz. niewym.).*

Przywóz 1929 r. 1.039.800 *kg* wartości 2.296.000 zł.
„ 1928 r. 880.400 *kg* „ 1.882.000 zł.

	I półrocze	II półrocze	Ogółem	%
Anglja	519.000	227.0 0	746.000	32
Niemcy	363.000	293 000	656.000	30
Czechosłowacja	253.000	361.000	614.000	27

Wpływ wojny celnej uwydatni się o ile zestawimy kierunki przywozu z lat 1928—1929 z analogicznemi z lat 1924 — 1925[1]).

Przed wojną celną tj. do roku 1925, dominujące stanowisko w przywozie zajmowały Niemcy we wszystkich prawie rozważanych przez nas pozycjach w granicach 47% do 79%. Poczynając od połowy 1925 r. zaznacza się wybitny spadek udziału Niemiec w przywozie na skutek restrykcyj celnych (7% do 66%). W roku 1928 importowano z Niemiec tylko kotły rurkowe — (28%), przegrzewacze parowe — 12% oraz części do kotłów — 43%. Stan ten trwał i w roku 1929, gdyż udział Niemiec wyraził się w analogicznych pozycjach 20% i 30%, wyłączając kotły nierurkowe, których przywieziono za znikomą kwotę 107.000 zł., co jednak stanowiło 84% ogólnego ich przywozu.

Niemcy zostały wyparte przez Czechosłowację i Anglję, jednak z chwilą zawarcia traktatu handlowego, stan ten może się zmienić na korzyść Niemiec.

[1]) Por. tabela 9, str. 52.

Sumarycznie biorąc przywóz kotłów i ich części wzrasta z każdym rokiem. (Tabela 6). Wartość przywozu z kwoty złotych 2.676.000 w roku 1926 podniosła się do 3.118.000 w roku następnym, osiągając poziom 4.847.000 w roku największego napięcia inwestycyjnego, jakim był rok 1928, by w roku następnym — 1929 obniżyć się do sumy zł. 3.838.000. Niepomyślna konjunktura gospodarcza wywołała spadek zamówień zagranicą na kotły nierurkowe (prawie o 90%), w dziale kotłów rurkowych, przegrzewaczy, podgrzewaczy i rusztów mechanicznych o 22%, natomiast w dziale części kotłów wzrosła o 22% z (1.882.000 na 2.296.000), co świadczy, że zapotrzebowania na części kotłów pokrywane były w znacznej mierze za granicą.

Wobec istnienia nadmiaru zakładów przemysłowych, budujących kotły parowe o niewyzyskanej całkowicie zdolności wytwórczej, odpływ zawówień za granicę na sumę około 4 — 5 miljonów złotych rocznie jest dużą stratą dla przemysłu. Należy zaznaczyć, że na produkcję kotłów składają się zakłady pierwszorzędne o dużej zdolności wytwórczej, jak Borman, Szwede i Sp.—, Sp. Akc., L. Zieleniewski — Fitzner Gamper, Sp. Akc., Plage i Laśkiewicz, Sp. Akc., W. Koetz w Mikołowie, wreszcie Stocznia Gdańska, Sp. Akc. — Przyczyny tego należy szukać między innemi w identycznych czynnikach gospodarczych, jak i dla produkcji silników, niezależnych od powyższych placówek, jak brak taniego długoterminowego kredytu, zbyt duże obciążenia podatkowe itp. Zahamowanie importu zarówno kotłów jak i silników leży pozatem w płaszczyźnie obniżenia kosztów produkcji oraz kooperacji zakładów przemysłowych w dziedzinie programów fabrykacyjnych.

Inż. RUDOLF MADEJ

KOMORA OGNIOWA

(Por. *Technika Cieplna* 1929, str. 8)

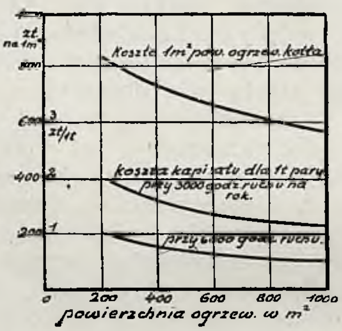
Ukształtowanie komory ogniowej i wielkość powierzchni ogrzewalnej opromieniowanej

Na szczególną uwagę zasługuje ukształtowanie komory ogniowej, wielkość powierzchni ogrzewalnej opromieniowanej [1]), a następnie położenie komory ogniowej względem powierzchni ogrzewalnej kotła. W tym ciągłym wysiłku, by coraz to bardziej obniżać koszty produkcji, sprawa zmniejszenia kosztów związanych z wytwarzaniem pary, jest nader ważna. Na tem polu obserwujemy daleko idący postęp. Dążenia, by zużytkowanie doprowadzonego do paleniska ciepła było jak najlepsze, znalazły swój wyraz w coraz to wyższej sprawności termicznej urządzeń kotłowych, a to dzięki umiejętnym sposobom spalania paliwa, różnym ulepszeniom, kontroli palenia i automatyzacji ruchu. Ale niekiedy zwiększona oszczędność na paliwie może w poszczególnym

[1]) Powierzchnię ogrzewalną kotła, poddaną bezpośredniemu promieniowaniu paleniska, nazywać będziemy krótko powierzchnią ogrzewalną opromieniowaną, a kotły posiadające głównie tylko taką powierzchnię ogrzewalną — kotłami opromieniowanemi (niem. „Strahlungskessel“).

wypadku nie pokrywać się z ekonomją. Jeśli bowiem pewne zwiększenie sprawności termicznej jest okupione np. znacznym nakładem kapitału, to jego oprocentowanie, amortyzacja i t. p. mogą być takie, że ogólna sprawność gospodarcza urządzenia nietylko nie wzrośnie, ale nawet (w niekorzystnym wypadku) zmaleje. Dla tego też potrzebna jest właściwa kalkulacja, która dopiero może wykazać, czy dane ulepszenie i proponowana zmiana będą rentowne, czy nie. Również wzgląd na pewność ruchu musi być stawiany na czele wymagań, gdyż każda przerwa w ruchu z winy urządzenia powoduje straty, które mogą być bardzo duże.

Ze względu na koszty zakładowe wiadomem jest, że koszt 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej maleje ze wzrostem jednostki kotłowej, jak to nam uwydatnia wykres[1]) (rys. 5), na



Rys. 5

którym mamy przedstawioną zależność kosztów 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej od jej wielkości i zależność kosztów kapitału dla wytworzonej 1 t pary od wielkości powierzchni ogrzewalnej przy 3000 godzinach ruchu (krzywa a) i przy 6000 godzinach ruchu kotła na rok (krzywa b). Pamiętać należy jednak o tem ażeby przy zbyt małej ilości dużych jednostek kotłowych potrzebna rezerwa nie obciążyła zbytnio kosztów kapitału zakładowego.

Dalszą drogą, by zmniejszyć koszty zakładowe, to zwiększanie natężenia powierzchni ogrzewalnej kotła. W pierwszym rzędzie należy się starać, ażeby pracujące kotły były należycie obciążone i wyzyskane, w granicach jeszcze dostatecznej sprawności termicznej. Odpowiednia dla danej powierzchni ogrzewalnej kotła powierzchnia rusztu i wielkość komory ogniowej, oraz dostateczny ciąg (naturalny lub sztuczny), to droga do uzyskania należytego obciążenia.

Szeroko pojęte zwiększanie natężenia powierzchni ogrzewalnej kotła datuje się dopiero od niedawna. Te szerokie granice stwarza nam zasada przechodzenia ciepła przez promieniowanie, gdyż, jak widzieliśmy na rys. 1, przechodzenie ciepła tą drogą jest najintensywniejsze Jeśli z całkowitej powierzchni ogrzewalnej coraz to większa jej część będzie leżała w strefie ognia, wówczas średnie natężenie ogólnej powierzchni ogrzewalnej będzie wzrastać coraz bardziej, osiągając swoje maximum w tym wypadku, gdy cała powierzchnia ogrzewalna kotła będzie opromieniowana. W urzeczywistnieniu powyższej zasady należy rozróżnić dwa kierunki: gdy pierwszy z nich wprowadza pewne zmiany, zasadzające się głównie na zwiększeniu komory ogniowej i powierzchni ogrzewalnej opromieniowanej, oraz na stworzeniu dobrych warunków obiegu wodnego, przy istniejących systemach kotłów, drugi szuka nowych dróg w konstrukcji kotłów. Tak w pierwszym jak i w drugim wypadku najważniejszym czynnikiem jest komora ogniowa.

Z dotychczasowych systemów, które dzisiaj odgrywają dominującą rolę w budowie nowoczesnych kotłów o różnej wielkości i dla różnych ciśnień, wymienić należy kotły wodnorurkowe sekcyjne i stromorurkowe. W Polsce największem wzięciem cieszy się typ kotła sekcyjnego, który nawet wybitnie przeważa. Do tego wyróżnienia kotłów sekcyjnych ponad stromorurkowe właściwie niema poważniejszych podstaw technicznych, a tę przewagę prawdopodobnie trzeba zaliczyć na poczet zaufania, jakie wspomniany typ zdobył sobie w kraju.

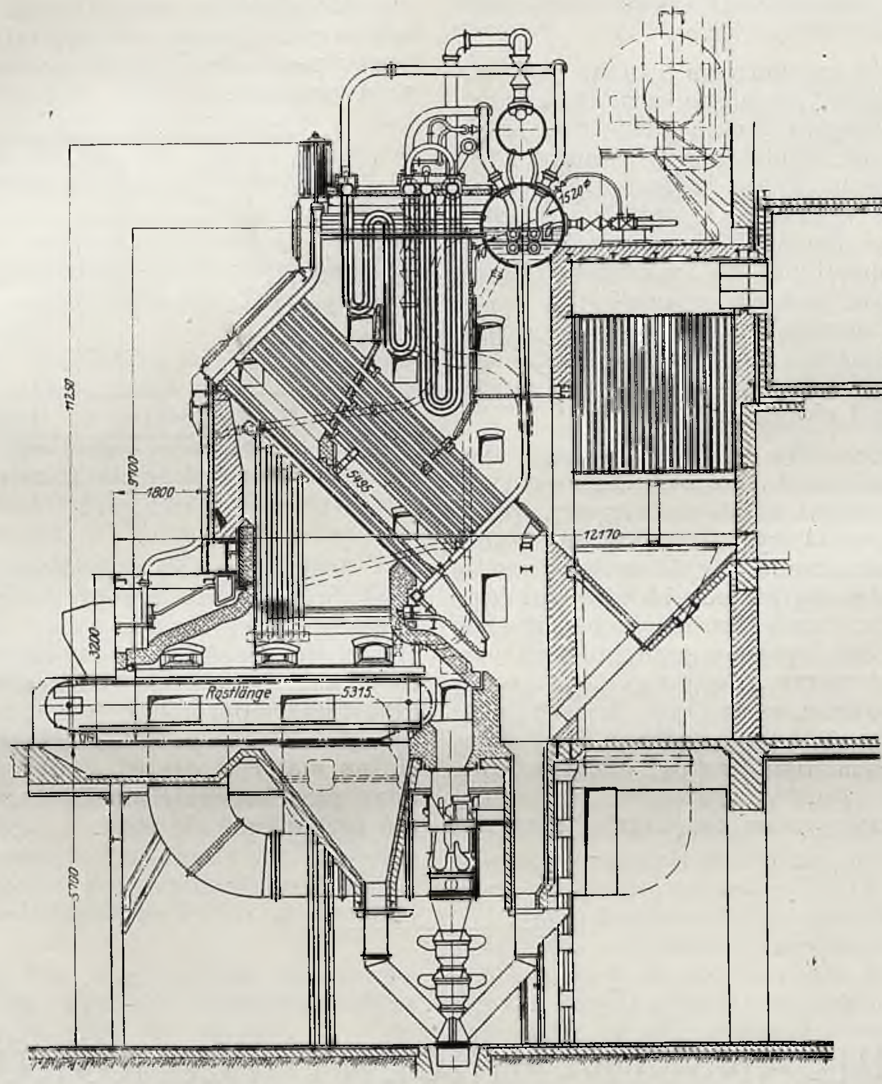
Celem zwiększenia natężenia powierzchni ogrzewalnej należało pewną jej część poddać bezpośredniemu promieniowaniu paleniska. W związku z tem ruszt został bardziej podsunięty pod powierzchnię ogrzewalną, a przez podniesienie kotła do góry uzyskano potrzebną, odpowiednio wysoką, dużą i w znacznej części otwartą komorę ogniową, któraby umożliwiała przy zwiększonem natężeniu rusztu, dobre spalanie paliwa przy małej nadwyżce powietrza i stwarzała dobre warunki dla przechodzenia ciepła. W ten sposób natężenie powierzchni ogrzewalnej zostało zwiększone 2 — 3-krotnie od dotychczasowego, osiągając wartość 40 — 60 $kg/m^2/h$, które w poszczególnych wypadkach dochodzi do 100 $kg/m^2/h$. Taki nowoczesny kocioł wodnorurkowy sekcyjny. którego natężenie powierzchni ogrzewalnej wynosi średnio 50 – 60 kg/m^2h widzimy na rys. 6.

Ale jeszcze należy tu wspomnieć o jednym czynniku, który stoi w ścisłym związku z natężeniem powierzchni ogrzewalnej kotła, to jest o obiegu wody w kotle, od którego uzależniona jest dobra praca kotła, zwłaszcza przy dużych natężeniach. Niezawodność i pewność ruchu kazały na to zwrócić baczną uwagę. To też z jednej strony przez stworzenie odpowiednich warunków, jakich wymaga sama zasada obiegu wodnego, a więc stworzenie możliwie dużych różnic ciężarów wody i mieszaniny pary i wody, ktore wywołują potrzebny impuls do obiegu wodnego, a z drugiej strony

[1]) Por. „Die Wärme“ z r. 1928.

przez zmniejszenie oporów hamujących cyrkulację, ten obieg wody staramy się uczynić jak najlepszy. Między innemi to ma na celu zwiększenie kąta nachylenia opłomek w kotłach sekcyjnych, który w kotle, przedstawionym na rys. 6 wynosi 45°.

Przy znacznych wahaniach temperatur należy to zwiększenie temperatur mieć na uwadze, gdyż przy zbyt małem obciążeniu rusztu, a zwykle wówczas zwiększonej nadwyżce powietrza, temperatura może spaść tak nisko, że może już być utrudnione spalanie się paliwa.



Rys. 6

Wskutek zwiększenia powierzchni ogrzewalnej opromieniowanej i intensywniejszego przechodzenia ciepła, obniża się temperatura w komorze ogniowej, mimo nawet wydatnego zwiększenia jednostkowego obciążenia rusztu. Z tego względu musi być tak dobrany stosunek powierzchni ogrzewalnej opromieniowanej do całkowitej powierzchni ogrzewalnej, aby temperatura w komorze ogniowej była dostateczna. Powyżej pewnej granicy zwiększenie tego stosunku może być uskutecznione łącznie z podgrzewaniem powietrza doprowadzanego do spalania.

Temperatura w komorze ogniowej zmienia się również ze zmianą obciążenia kotła.

Komory ogniowe chłodzone.

Chłodzenie komor ogniowych wyłoniło się w następstwie ze sprawą spalania węgla w postaci pyłu. Dzięki temu, że spalanie pyłu może być uskutecznione z małą nadwyżką powietrza, temperatura w komorze ogniowej wzrasta do tej wysokości, że w tych temperaturach użyty materjał ogniotrwały w palenisku bardzo szybko się niszczy. Oprócz tego, że to pociąga za sobą znaczne koszty naprawy, najgorsze są spowodowane tem przerwy w ruchu. To samo zjawisko wysokich temperatur zachodzi, względnie może zachodzić, przy użyciu jako paliwa

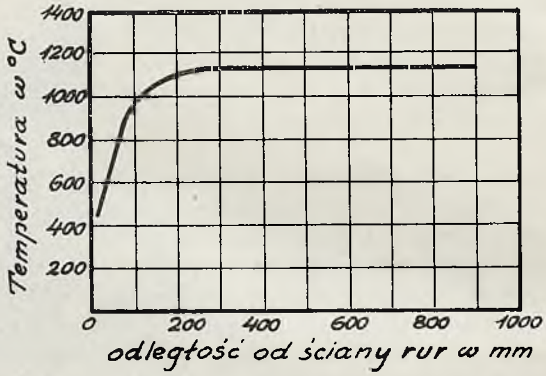
gazu ziemnego, który jest paliwem wysokokalorycznem.

Temu, zbyt dużemu wzrostowi temperatur można zaradzić przez zwiększenie powierzchni ogrzewalnej opromieniowanej, albo trzeba komorę ogniową chłodzić. I tu są stosowane trzy zasadnicze sposoby chłodzenia: powietrzem, wodą i parą.

Chłodzenie powietrzem polega na tem, że przez kanały, zrobione wzdłuż komory ogniowej, przepływa zimne powietrze, które podgrzewając się, studzi ściany komory. Ten rodzaj chłodzenia został zastosowany w palenisku na pył węglowy „Lopulco", przyczem podgrzewane w ten sposób powietrze doprowadza się następnie do spalania paliwa. Ponieważ jednak podgrzane powietrze powoduje wzrost temperatury w komorze ogniowej, więc osiągnięty tą drogą efekt chłodniczy może być niedostateczny, to też stosuje się przeważnie i chłodzenie wodne.

Chłodzenie wodą odbywa się w ten sposób, że na ścianach komory ogniowej od strony ognia umieszcza się szereg rur, przez które płynie woda (rys. 6). Wskutek intensywnego przechodzenia ciepła przez promieniowanie obniża się temperatura w komorze ogniowej, a w szczególności w pobliżu rur chłodzących. Jak widzimy z przebiegu temperatur w komorze ogniowej chłodzonej w powyższy sposób wodą (rys. 7), w pobliżu rur temperatura wydatnie spada. Taką temperaturę materjał ogniotrwały może już całkiem pewnie znosić. Pozatem działaniem chłodzącem, rury wodne zwiększają opromieniowaną powierzchnię ogrzewalną i wydajność kotła, jak również zmniejszają straty cieplne obmurowania. Co do obiegu wodnego w rurach chłodzących, to albo jest włączony do ogólnego obiegu wody w kotle, względnie jest on zupełnie niezależny.

Wykładanie pewnej części komory ogniowej rurami chłodzącemi znalazło zastosowanie i przy paleniskach rusztowych dużych kotłów nowoczesnych.



Rys. 7

Jeśli w rurach w komorze ogniowej zamiast wody będzie przepływać para, to otrzymujemy przegrzewacz pary, przyczem przechodzenie ciepła odbywa się przez promieniowanie. Tą drogą dochodzimy do przegrzewacza opromieniowanego. Przy tym przegrzewaczu specjalną uwagę należy zwrócić na materjał dla rur, gdyż ze względu na silne przechodzenie ciepła łatwo może nastąpić przepalenie się rur. *(d. c. n.)*.

BILANS TECHNICZNY 1928 ROKU

Por. *Technika Cieplna* 1930, str. 29.

b) *Kotły.*

Odparowanie. Istnieje tendencja w kierunku zwiększenia odparowania kotłów zarówno w elektrowniach publicznych, jak i w instalacjach przemysłowych. Przeciętna wydajność kotłów, która w r. 1900 wynosiła tylko 25 *kg*/m^2 powierzchni grzejnej na godzinę a 40 *kg* w r. 1919 podniosła się obecnie do 80 i nawet 100 *kg*/m^2 powierzchni grzejnej. Należy zauważyć, iż w kotle o ściankach ochładzanych wodą, gdy przeciętna produkcja pary wynosi 50 *kg* na metr kwadratowy, w rurach komory paleniskowej odparowanie może sięgać 300 *kg*.

Normalne kotły o 1.700 do 2.600 m^2 powierzchni grzejnej, o zdolności wytwórczej 70.000 do 90.000 *kg* pary na godzinę zostały wyprzedzone przez kotły o takiejże samej powierzchni, lecz zdolne wytwarzać 130.000 do 225.000 *kg* pary na godzinę.

W elektrowni Edgar pierwszy kocioł na wysokie ciśnienie o powierzchni grzejnej 1.420 m^2 wytwarzał w r. 1925 tylko 65.000 *kg* pary na godzinę, podczas gdy dwa kotły, zamówione w r. 1928 będą dostarczały 112,500 *kg* pary na godzinę przy powierzchni zaledwie 700 m^2. Pomimo to powierzchnia grzejna podgrzewaczy wody i powietrza jest zwiększona. (Power).

Cztery kotły o zdolności wytwórczej po 275.000 *kg* pary na godzinę zostały zamówione przez New York Edison Company. Projekty kotłów o zdolności wytwórczej 450.000 *kg* pary na godzinę są w opracowaniu.

Dochodzi się dziś do urzeczywistniania urządzeń, zawierających tylko jeden kocioł na jeden zespół turbo elektryczny o mocy 40.000 do 60 000 *kW*. Elektrownia przy ulicy Gould Street w Baltimore posiada dwie turbo prądnice po 43.000 *kW* zasilane dwoma kotłami, dającemi po 200.000 *kg* pary na godzinę.

Niektórzy specjaliści uważają, iż tego rodzaju układ z jednego kotła na zespół jest obecnie dopuszczalny dla jednostek o mocy 100.000 *kW* (Lieb).

Ciśnienie. Tendencja w Europie rozwija się w kierunku rozszerzenia stosowania wysokich ciśnień w istalacjach parowych. Badanie tego zagadnienia jest rozwijane w licznych laboratorjach niemieckich, a w szczególności w laboratorjnm Fizyki Przemysłowej (Technische Physik w Monachjum). Jedynaście elektrowni w Stanach Zjednoczonych korzysta z pary o ciśnieniu przekraczającem 36 kg/cm^2.

Zastosowanie kotłów o ciśnieniu 100 kg/cm^2 w dwóch poważnych elektrowniach dowiodło, że żadne nieprzezwyciężone przeszkody nie przeciwstawiają się użyciu ciśnienia tej kategorji wielkości.

W Anglji elektrownia Battersea, należąca do London Electricity Supply Co, została wyposażona w trzy kotły na ciśnienie normalne 42 kg/cm^2 przy temperaturze 480°C. Kotły są typu Babcock i Wilcox z rusztami Taylora.

W Bradford w ciągu została uruchomiona instalacja na wysokie ciśnienie; turbina będzie pracowała przy 56 kg/cm^2.

W Niemczech tak zwany kocioł Bensona o ciśnieniu krytycznem 224 kg/cm^2, zainstalowany przez zakłady Siemens Schuckert Werke w laboratorjum w Szarlottenburgu przez prof. Josse był poddany próbom, które wróżą mu piękną przyszłość. W budowie są obecnie trzy nowe kotły Bensona, największy z których jest obliczony na dostarczanie 50.000 *kg* pary na godzinę (V. D. I.).

Temperatura. W Ameryce istnieje tendencja w kierunku znormalizowania temperatury przegrzewu na 400°C. W niektórych gałęziach przemysłu, gdzie konieczną jest praca przy temperaturze około 500°C, jak np. przemysł rafinerji olei, konstruktorzy są zmuszeni do poszukiwania materjałów, zdolnych stawić czoło podobnym temperaturom. Doszli oni obecnie do tego, iż są w stanie gwarantować wyroby na temperatury do 450°C. Użytkowane materjały są to stale chromoniklowe, czy też różne odmiany stali chromowych czy wolframowych.

Te materjały są używane do budowy przegrzewaczy, ogrzewanych ciepłem promienistem. Doświadczenie dotychczasowe nie rozciąga się w każdym razie na dostatecznie długi okres czasu, aby można było w danej sprawie wypowiedzieć opinję ostateczną. (R. G. E.).

We Francji i w Niemczech są również w toku badania specjalnych spławów, odznaczających się wielką odpornością na działanie wysokich temperatur, wobec szczególniejszej wagi tego zagadnienia dla budowy kotłów oraz turbin parowych.

Prof. Löffler komunikuje, że rurki przegrzewaczy ze specjalnej stali o małej zawartości węgla nie ujawniły uszkodzenia po 3000 godzin pracy przy 500°*C*.

W Belgji w Langerbrügge istnieje jedyna instalacja o wysokiem ciśnieniu, korzystająca z pary o temperaturze 455°*C*.

Typy konstrukcji. W roku 1928 nie został wynaleziony żaden nowy sposób wytwarzania pary. Ostateczne opracowanie typów kotłów, zaproponowanych w ciągu lat ubiegłych, umożliwiło rozpoczęcie budowy jednostek stosunkowo poważniejszej wielkości według tych nowych wzorów.

Tak więc dobre działanie kotła Löffler'a na 15 tonn/godzina przy 112 kg/cm^2 w stalowni w Witkowicach, zachęciło tę firmę do podjęcia budowy dwu kotłów tegoż typu o ilości wytwarzanej pary 50 tonn/godz. obliczonych na 140 kg/cm^2 przy temperaturze ok. 480°*C*. W zamiary wynalazcy wchodzą jednakże zastąpienia pomp parowych tłokowych sprężarką wirową (*B.E.I.*).

Inni konstruktorzy jak Sulzer, Borsig, Hanomag, otrzymali zamówienia na kotły o ciśnieniach 42 kg/cm^2 i 112 kg/cm^2. Spółka Brown Boveri również obmyśliła kocioł z wężowników do pokonywania szczytów.

W Stanach Zjednoczonych wykonano 2 kotły „Combustion" cechowane na 128 kg/cm^2; typem swoim będą one stanowiły ulepszenie kotła z roku 1927. Charakterystyczną cechą tych kotłów jest to, iż otaczają one całkowicie palenisko.

Dwa kotły, wiążące się z tymże samym nowym typem wewnętrznego paleniska, pracują obecnie w elektrowni w Västeros, w Szwecji. Zasadniczo biorąc, są one utworzone z pęku rur, otaczającego komorę paleniskową. Jeden z nich ma z dwóch boków przegrzewacze, gdy drugi jest zaopatrzony w jeden przegrzewacz i jeden podgrzewacz, zajmujące każdy jeden bok. Po tych urządzeniach, wyzyskujących ciepło odlotowe, idzie jeszcze podgrzewacz powietrza.

Pierwszy kocioł był uruchomiony w roku 1927. Jest on opalany ropą. Drugi, zainstalowany w r. 1928, jest opalany pyłem wę-

glowym (ciśnienie robocze — 20 kg/cm^2, temperatura pary 425°C). Najbardziej godną uwagi charakterystyką tych kotłów stanowi dużą ilość pary, wytwarzanej na m^2 — 180 do 200 *kg*.

Sprawność tych kotłów wynosi wszystkiego 75%, lecz są one mało kosztowne, a mają pracować tylko wypadkowo. Koszt instalacji i zajmowane miejsce wynoszą tylko połowę tego, co byłoby potrzebne dla instalacji kotłów normalnych (*B.E.I.*).

c) Urządzenia pomocnicze.

Pompy, zasilające kotły o dużem odparowaniu, stanowią urządzenia ważne i o dużej mocy.

Czynione są wysiłki w kierunku możliwego ograniczenia stosunku mocy pochłanianej przez nie do ogólnej mocy, rozwijanej przez daną instalację. Napędy elektryczny i parowy mają swych stronników. Napęd mieszany, jak się zdaje, stanowi najkorzystniejsze rozwiązanie. W każdym razie sprawa idzie w kierunku ograniczenia użycia turbinek parowych, jako środka do napędu urządzeń pomocniczych, tylko dla urządzeń najważniejszych przy wyzyskaniu dla innych energji elektrycznej, pobranej z szyn zbiorczych (*R.G.E.*).

d) Urządzenia do wyzyskania ciepła odlotowego.

Nawet w spółczesnych kotłach sprawność nie przekracza 82%, o ile nie stosuje się urządzeń do wyzyskania ciepła odlotowego. Przegrzewacze, podgrzewacze do wody i powietrza doprowadziły sprawność do 93%. Nie wydaje się możliwe, aby liczba ta mogła być poważnie zwiększona.

Są jeszcze czynione próby w kierunku zwiększenia sprawności elektrowni w drodze ulepszenia urządzeń do podgrzewania wody zasilającej.

Spółczesne kotły, zasilane wodą, podgrzaną w drodze poboru pary z turbin, do temperatury bliskiej do temperatury pary nasyconej, nie potrzebują już więcej podgrzewaczy, ogrzewanych gazami spalinowemi. Można jednakże korzystać z podgrzewacza tego rodzaju o zmniejszonych wymiarach do zakończenia procesu podgrzewania wody zasilającej.

Gazy dymu po opuszczeniu podgrzewacza do wody oddają część swego ciepła podgrzewaczowi powietrza, dochodząc do komina przy temperaturze zlekka przewyższającej temperaturę osiadania rosy.

W elektrowni Hevdecke temperatura wody zasilającej dochodzi do 175°C po przejściu jej poprzez podgrzewacze.

W żadnej innej instalacji w Niemczech ani nawet w Europie nie przekroczono dotychczas tej temperatury wody zasilającej. Jako urządzenie do wyzyskania ciepła odlotowego, kotły tej elektrowni posiadają tylko podgrzewacze powietrza do spalania, w którym temperatura powietrza jest doprowadzona do 200° C.

e) Samoczynne kierownictwo ruchem kotłowni.

Wnioski, które mogą być wyciągnięte z doświadczeń porównawczych, przeprowadzonych w celu ustalenia zalet samoczynnego kierownictwa urządzeń kotłowych, są następujące:

1. osiągane zwiększenie sprawności jest małe, jednakże łatwiej udaje się utrzymywać wysoką sprawność przez długi okres czasu;

2. samoczynne regulowanie ciśnienia pary stanowi ważną zaletę w dużej kotłowni;

3. samoczynne regulowanie ciśnienia w palenisku jest pożądane;

4. samoczynne regulowanie ilości powietrza, potrzebnej do spalania, nie daje się utrzymać bez ręcznego podregulowywania w szczególności o ile obciążenie jest zmienne.

Pomimo to jest rzeczą prawdopodobną, iż w tych doświadczeniach porównawczych słaba różnica na korzyść samoczynnego kierownictwa zależy od wyjątkowej staranności personelu w obecności przyrządów, z konkurencji których zdawał on sobie sprawę.

Można powiedzieć, iż sterownictwo samoczynne ma naogół wyższość nad ręcznem. Jego wkraczanie jest ciągłe i natychmiastowe, gdy natomiast, sterownictwo ręczne, podległe wpływom oddziaływań fizjologicznych może następować dopiero po upływie pewnego czasu. Pierwsze prowadzi do unikania omyłek, drugie może tylko je korygować z chwilą ich wykrycia.

Oto dlaczego samoczynne kierownictwo ruchem kotłowni ma tendencję po rozpowszechniania się. W Hevdecke liczne przyrządy kontrolujące umożliwiają dozorowanie z tablicy centralnej całej instalacji na wysokie ciśnienie (B. E. I.).

f) Turbiny parowe.

Maszyny poszły za postępem kotłów.

Równolegle do zwiększenia zdolności wytwórczej tych ostatnich istnieje tendencja do podnoszenia mocy turbin. Gdy kilka lat temu jeszcze o mocy 20000 do 35000 *kW* były uważane za zespoły wielkie, budowane są obecnie bieżąco maszyny o mocy 100000 *kW*. W „ponad elektrowninch" te ostatnie maszyny pokrywają obecnie podstawowe obciążenie podczas gdy pierwsze występują już tylko aby wyrównać wahania obciążenia, czy też umożliwić przejście szczytów. Aby zdać sobie z tego sprawę wystarczy rozpatrzeć znaczną ilość wielkich turbo-zespołów, które zostały

dodane w istniejących elektrowniach w ciągu roku. Szereg tych zespołów jest już w ruchu. Można w szczególności przytoczyć:

turbinę o mocy 165000 *kW* o 3 cylindrach w Philo;

turbinę o mocy 165000 *kW* o 2 cylindrach dla el. w Hell Gatte;

turbinę o mocy 160000 *kW* o 2 cylindrach dla tejże elektrowni;

turbinę o mocy 160000 *kW* dla East River St.;

turbinę o mocy 110000 *kW* o 2 cylindrach dla Hudson Avenue;

turbinę o mocy 104000 *kW* o 3 cylindrach dla Crawford Avenue;

turbinę o mocy 94000 *kW* w Long Beach;

turbina o mocy 208000 *kW* dla State Line była na wykończeniu.

W myśl ostatnich projektów elektrownia ta będzie zawierała 5 zespołów tej mocy.

Największą maszyną o jednym cylindrze jest maszyna o mocy 75000 *kW* i 1800 obr/min, zbudowana dla elektrowni Cahokia.

Jak się więc zdaje, ograniczenia co do mocy wynoszą: do 75000 *kW* dla maszyn o jednym cylindrze, do 160000 *kW* dla maszyn o 2 cylindrach i do 208000 *kW* dla jednostek o 3 cylindrach.

Żadna ze wspomnianych wielkich turbin nie pracuje przy ciśnieniu ponad 42 kg/cm^2 i temperaturze ponad 400° C.

Pewni konstruktorzy uważają ciśnienie 50 kg/cm^2 za praktyczną granicę dla zespołów o jednym cylindrze z tem, iż powyżej tego ciśnienia należy używać jednostek o większej ilości cylindrów z ponownym przegrzewaczem pary (Power).

W Niemczech istnieją obecnie w elektrowni Klingenberg 3 zespoły o dwóch wałach każdy o mocy po 80000 *kW*, z dwoma prądnicami po 4000 *kVA*, obracającemi się każda z szybkością 1500 obr/win. Zainstalowano również w Niemczech dwubiegunową prądnicę, 50 okresów o mocy 40000 *kVA*, druga o mocy 50000 *kVA* znajdowała się w budowie (V. D. I.).

Z czterech zespołów prądotwórczych obecnie pracujących w Hirschfelde, najnowszy jest też najciekawszy. Jest to turbina G.M.A. 2-korpusowa, o mocy 30000 *kVA*, o czterech przepływach i dwóch skraplaczach. Ten rodzaj konstrukcji, sprowadzając do minimum straty przy biegu luzem pomiędzy skraplaczem a turbiną, czyni maszynę szczególnie korzystną gospodarczo pomimo pracy z ponownem chłodzeniem wody (B. E. I.).

W zakładzie Heydecke zespoły turboprądnicowe posiadają po 3 korpusy; korpus niskiego ciśnienia jest o podwójnym przepływie. W użyciu są dwa skraplacze na zespół; próżnia przy pełnem obciążeniu dochodzi do 98 %.

Można jeszcze przytoczyć jako ciekawą 20000 *kW*-ową turbinę z Witkowic. Turbina ta posiada 4 korpusy i ponowny przegrzew międzystopniowy. Jest ona obecnie zasilana ze strony wysokiego ciśnienia kotłem Löffler'a o zdolności wytwórczej 15 tonn/godzina, ciśnieniu 120 kg/cm^2 i temperaturze 425° C, podczas gdy części niskiego ciśnienia otrzymują wraz z parą wylotową z kół wysokiego ciśnienia parę z baterji kotłów o ciśnieniu 15 kg/cm^2.

Kotły „Combustion" o ciśnieniu 126 kg/cm^2 wspomniane poprzednio, będą przeciwnie zasilały maszynę tłokową o potrójnem rozprężaniu niemieckiej budowy. Ciśnienie wlotowe będzie 98,5 kg/cm^2, temperatura pary 425° C i przeciwciśnienie 4 kg/cm^2.

Spółka Escher Wyss zbudowała dla firmy Siemens Schuckert turbinę, pobierającą parę przy 100 kg/cm^2 i pracującą przy przeciwciśnieniu 12 kg/cm^2. Turbina będzie zasilana przez kocioł Bensona. Wylotowa para po ponownem przegrzaniu jest skierowywana do dawnej turbiny o niskiem ciśnieniu. Turbina wysokiego ciśnienia robi 10000 obr/min. i pędzi dynamo za pośrednictwem przekładni, obniżającej szybkość (B. E. I.).

g) *Skraplacze.*

Budowa wielkich turbin sprowadziła za sobą użycie skraplaczy, złożonych z kilku części. Największy dotychczas czynny skraplacz prosty posiada powierzchnię chłodzącą ok. 7850 m^2. Jest on zainstalowany w elektrowni na Hudson Avenue dla turbiny o mocy 110000 *kW*. W elektrowni na East River w Nowym Jorku turbiny o 160000 *kW* mocy będą miały kondensator prosty o 8370 m^2 co wynosi 0,052 m^2/kW. Jednakże, ogólnie biorąc, w wielkich spółczesnych maszynach strumień pary dzieli się na kilka kondensatorów. Dwie turbiny po 160000 *kW* z Hell Gate Station są zaopatrzone każda w dwa kondensatory o podwójnym przepływie o powierzchni każdego ponad 5600 m^2. W elektrowni State Line w Chicago turbina o mocy 208000 *kW* ma 8 skraplaczy o powierzchni 1850 m^2 przy gwarantowanej próżni 97% co odpowiada powierzchni 0,065 m^2 na *kW*.

Turbina o mocy 94000 *kW* elektrowni Long Beach posiada 4 skraplacze prostopadłe.

Według statystyki, która objęła 65 elektrowni stwierdzono, iż 41% skraplaczy stanowią skraplacze jednostopniowe. Dwie trzecie z nich obsługuje turbiny o mocy ponad 50000 *kW*.

Wielkość powierzchni, przypadającej na *kW* nominalnej mocy jest znacznie większa dla skraplaczy dwustopniowych aniżeli dla jednostopniowych o ile chodzi o turbiny o mocy poniżej 30000 *kW*, lecz tylko trochę

większa, gdy chodzi o wielkie maszyny (Power).

Pobór pary z turbin do podgrzewania wody zasilającej czy też do innych celów, umożliwił znaczne ograniczenie wielkości powierzchni wymienionych skraplaczy. Pewni konstruktorzy doszli do jeszcze większego ich zmniejszenia dzięki lepszemu rozdziałowi pary wewnątrz kondensatora.

Można zresztą zauważyć, iż w Europie istnieje obecnie tendencja w kierunku podejmowania poszukiwań w celu polepszenia działania skraplaczy. Już w Stanach Zjednoczonych często w nowych instalacjach bywa stwierdzane wytwarzanie próżni w wysokości 97% w skraplaczach przy pełnem obciążeniu, przy pozostawaniu w granicach gospodarczo korzystnych warunków eksploatacji.

O ile chodzi o właściwą konstrukcję kondensatorów, można zaznaczyć zarzucenie podkładek uszczelniających przy rurach; te ostatnie są rozwalcowywane w dnach rurowych. Rozszerzanie się rur jest kompensowane przez wygięcie nadawane im przed ich umieszczeniem.

h) Oczyszczanie wody zasilającej.

Spółka Brown Boveri & Cie zastosowała zasadę termokompresora do przyrządu do oczyszczania wody w drodze dystylacji.

Urządzenie obejmuje trzy odparowywacze, połączone równolegle, których rozgrzanie zostaje zapoczątkowane strumieniem gorącego powietrza, wytwarzanym przez zwartą turbosprężarkę. Z chwilą osiągnięcia potrzebnej temperatury wytworzona para zostaje wessana i ściśnięta w sprężarce; jej ogólna zawartość ciepła zarówno jak i temperatura wzrasta, zostaje ona wówczas skierowana do pierwszego odparowywacza, gdzie się skrapla.

Do urządzenia jest dołączony układ podgrzewaczy.

Instalacja tego rodzaju działa w elektrowni Flamandzkiej w Langerbrügge (*B.B.C.*)

Spółka skraplaczy Delas stosuje również zasadę sprężania pary do odparowywacza, posługuje się jednak do uzyskania odpowiedniego działania sprężarką eżekcyjną, pracującą na świeżej parze.

i) Prądnice prądu zmiennego.

Wobec znormalizowania w Stanach Zjednoczonych częstotliwości na 60 i 25 *okr/sek* w budowie prądnic prądu zmiennego zostały narzucone pewne granice.

Prądnice prądu zmiennego dwubiegunowe, pracujące przy 3600 *obr/min.* są budowane o mocy, dochodzącej do 15000 *kVA*. Maszyny czterobiegunowe o 1800 *obr/min* sięgają mocy 90000 *kVA.* Maszyny dwubiegunowe o 1500 *obr/min* na 25 *okr/sek* dochodzą do 160000 *kW.* Naogół napięcie wynosi od 11000 do 13000 *woltów,* istnieją jednakże już maszyny na 20000 i 22000 *woltów.*

Wprowadzono udoskonalenia w dziedzinie izolacji i rozmieszczenia uzwojeń, jak też i w dziedzinie wentylacji (*R.G.E.*).

Zespół o mocy 160000 *kW* ustawiany w elektrowni East River Station w Nowym Jorku jest szczególnie ciekawy, wobec tego, iż jedyna jego prądnica posiada 2 oddzielne uzwojenia o mocy każde po 80000 *kW.* Uzwojenia te nie są ze sobą elektrycznie połączone, lecz są przyłączone do sąsiednich sekcyj ogólnych szyn zbiorczych. Tą drogą można zapomocą jednego uzwojenia rozwinąć połowę mocy podczas gdy drugie nie pracuje (Power).

2. Elektrownie o silnikach Diesela.

Chociaż nie ma się możności zaznaczyć zainstalowania w elektrowniach w ciągu 1928 roku równie wielkich silników Diesela, jak pracujące obecnie w Hamburgu, można tem nie mniej uważać, iż zastosowanie tych silników do pokrywania szczytów zyskuje sobie powodzenie.

Silniki o mechanicznem wtryskiwaniu ropy znajdują sobie coraz liczniejsze zastosowania do wielkich mocy. Usunięcie kompresora stanowi poważną zaletę. Jednakże dla bardzo wielkich mocy nie jest możliwem uniknąć wtryskiwania powietrznego.

Urządzenie systemu Buchi, zastosowane do silnika Diesela o mocy 850 *KM,* dało doskonałe wyniki. Moc mogła być doprowadzona do 1275 *KM* (*V.D.I.*).

G.D.C. umieściła w elektrowni Charring Cross w Londynie zespół silnik - prądnica o mocy 1750 *KM,* 6-cylindrowy, 4-taktowy, pracujący przy 300 *obr/min.* Szybkość ta może być nawet bez trudności doprowadzona do 330 *obr/min.*

Tłoki są z lekkiego metalu, chłodzone cyrkulacją wody. Sprawność cieplna wynosi 38% — liczba, jaka dotychczas nie była osiągnięta przez żadną elektrownię cieplną.

W Stanach Zjednoczonych jak się zdaje użycie silników Diesela rozwija się w charakterze zespołów do pokrywania szczytów w elektrowniach cieplnych lub też w grupach zakładów elektrycznych, połączonych ze sobą, o ile lokalne warunki gospodarcze są odpowiednie.

W r. 1298 został w elektrowni Tucson (Avirona) ustawiony zespół o mocy 4000 *KM* z sześciocylindrowym dwutaktowym silnikiem, który dołączając się do poprzednio zainstalowanych doprowadził moc ogólną do 11000 *KM.*

Nowa elektrownia rezerwowa Panamskiego kanału jest wyposażona w 3 silniki Diesela po 3750 *KM,* 6-cylindrowe, dwutaktowe.

Instalacje tego rodzaju zjawiają się tylko tam, gdzie paliwo płynne jest do otrzymania po niskiej cenie, bądź w sąsiedztwie z zagłębiami naftowemi, bądź też w pobliżu niektórych portów, oddalonych od zagłębi węglowych.

3. Elektrownie wodne elektryczne.

a) Wytwórczość.

W Ameryce dwa zasadnicze fakty charakteryzują rozwój instalacyj wodnych w ciągu roku 1928. Są to—poważna ilość uruchomionych instalacyj oraz znaczny wzrost ilości energji, wytworzonej przez zakłady wodno-elektryczne. Można zaznaczyć, iż nietylko poważnie wzrosła ilość *kWh* wytworzonych w tych zakładach lecz również i stosunek pomiędzy ilościami energji, wytworzonemi przez zakłady wodne, z jednej strony, a elektrownie parowe — z drugiej, poważnie wzrósł na korzyść zakładów wodnych.

Jeśli stosunek ten wynosił przeciętnie za ostatnie 10 lat 35,6% dla energji, wytworzonej przez siły wodne, to podniósł się on w ciągu ostatnich 12 miesięcy do 43% (Power).

W roku 1927 elektrownie Stanów Zjednoczonych A. P. wytworzyły 75 000 000 000 *kWh*, z czego 35% było otrzymane z elektrowni wodnych. W r. 1928 było ponad 12 000 000 *KM* zainstalowanych w tych ostanich.

Moc wszystkich zakładów wodno-elektrycznych w świecie sięga 33 000 000 *KM*. Z bieżących statystycznych danych a również w szczególności z pracy pp. Rowber & Labord wynika, iż 50% energji elektrycznej, wytwarzanej we Francji jest pochodzenia wodnego (Rev. Ind.).

W Niemczech część energji, wytworzona przez urządzenia wodno-elektryczne, dochodzi wszystkiego do 20%. Przeciwnie w Austrji odsetek energji, wytworzonej przez zakłady cieplne, wynosi tylko 30% we Włoszech 5%.

b) Nowe instalacje.

We Frandji wybudowano szereg elektrowni wodnych w Alpach i na Wyżynie Centralnej dla elektryfikacji kolej żelaznych. Z drugiej strony rozpoczęto kopanie kanału pomiędzy Bazyleją a Strasburgiem i zainstalowano w Kemps, w pobliżu Bazylei, 8 turbin o prostopadłym wale o mocy 12000 *KM*.

W Niemczech elektrownia Kachlet, w pobliżu Bassau, na kanale z Renu do Dunaju została uruchomiona a na biegu Renu pomiędzy jeziorem Konstanckiem a Bazyleją, zbudowano elektrownię Ryburg - Schwörstadt, która będzie zawierała 4 turbiny Kaplana o mocy blisko 40000 *KM*, największe ze znanych dotychczas.

W Stanach Zjednoczonych A. P. zainstalowano w elektrowni Conovingo 11 prostopadłych zespołów o mocy po 40000 *kVA* każdy, pracujących przy spadku 27 *m*.

We Włoszech rozwój elektrowni wodnych posuwa się bardzo szybko. W Kardanu w pobliżu Bozen zbudowano elektrownię o pięciu prostopadłych turbinach o mocy 45000 *KM*. W okolicach Chiavenna jest w budowie 7 elektrowni o mocy ogólnej 270000 *kW*. Towarzystwo Terni buduje w Galleto elektrownię, która będzie zawierała 6 prostopadłych maszyn o mocy 50000 *KM*. Elektrownia Siła w Kalabrji, ostateczna moc której będzie 125 000 *KM*, została świeżo otworzona do eksploatacji.

W Norwegji można zaznaczyć elektrownię Nove, posiadając zespoły z kołami Peltona o mocy 36600 *KM* (V. D. I.).

c) Turbiny wodne.

Dokonano nowych postępów w dziedzinie budowy turbin, zarówno o ile chodzi o moc zespołów, jak też i co do wysokości dopuszczalnego spadku.

W Szwecji zbudowano turbinę Kaplana o mocy 15000 *KM*, pracującą przy spadku 15,40 *m*, który może podnosić się do 19,40 *m*, przy szybkości 700 *obr/min*. Elektrownia Miejska w Monachjum zamówiła w zakładach Escher Wyss 3 duże turbiny Kaplana o mocy 12000 *KM*, pracujące przy spadku od 12 do 14,5 *m* przy szybkości 125 *obr/min*.

Największe dotychczas znane turbiny Kaplana zostały zainstalowane w elektrowni wodnej Ryburg Schwörstadt. W ilości 4 będą one każda mieć moc maksymalną 39 400 *KM* przy spadku 10,4 do 11,4 *m* przy szybkości 75 *obr/min*. Ilość wody, przechodząca poprzez każdą turbinę wynosi 312 m^3/sek. Średnica koła wynosi 7 *m* (V. D. I.)

Wprowadzono również nowe ulepszenia do turbiny Francis. Udało się obecnie otrzymać sprawności w wysokości 90 do 92%.

Największy spadek, wyzyskiwany obecnie za pośrednictwem turbiny Francis, wynosi 280 *m*. Turbina ta, zainstalowana w zakładzie Vesnork w Norwegji, ma moc 17500 *KM* przy szybkości 600 *obr/min*.

d) Urządzenia na otwartem powietrzu.

W Ameryce spółka Berkshire Power & Electric Co (Mass) zbudowała instalację na otwartem powietrzu prądnice której umieszczone ponad komorami turbinowemi znajdują się całkowicie nazewnątrz, będąc ochraniane od deszczu wyłącznie tylko stożkowatemi daszkami. Dzięki bardzo dobrze zapewnionemu ochładzaniu maszyn odznaczają się one bardzo wysoką sprawnością (Electrical World).

Chociaż chodzi w rozpatrywanym wypadku o maszyny o małej mocy, urządzenie zasługuje na to, aby było wspomniane, ze względu na poważne obniżenie kosztów zakła-

dów, które pozwala ono przewidywać przy zastosowaniu tego rodzaju sposobu budowy do wielkich jednostek (Electrical World).

4. Elektrownie o charakterze specjalnym.

a) Instalacje o dwóch cieczach

Warto zaznaczyć istnienie urządzenia o mocy 10000 *kW*, zawierającego kocioł i turbinę, pracujące na rtęci. To skomplikowane—rtęciowe i wodne—urządzenie parowe pracuje od niedawna w elektrowni South Meadow towarzystwo Hartford Electric Light Compagny.

Ze względu na niebezpieczeństwa, które pociąga za sobą używanie rtęci, stosunkową rzadkość i wysoki koszt, tego metalu, jak też również i poważną jego ilość, którą trzeba posiadać są podejmowane obecnie próby zastąpienia rtęci pewnemi płynami o małem cieple właściwem, jak dwufenilo-tlenek. Są obecnie w toku wykonania trzy próby w tym kierunku w Stanach Zjednoczonych. Zdania jednakże co do przyszłości tego rodzaju urządzeń są podzielone. Kapitał, który musi w nich być zainwestowany, jest znaczny, a lepsza sprawność cieplna nie równoważy ciężarów, związanych z wkładami. Panuje opinja, iż urządzenia tego rodzaju nie mogą obecnie wytrzymać współzawodnictwa urządzeń do pracy na parze wodnej o wysokiem ciśnieniu (100 *kg*).

b) Instalacje o dwóch ciśnieniach.

W ciągu 1927 roku Spółka Przegrzewaczy (La Compagnie des Surchauffeurs) w Paryżu uruchomiła kocioł Schmidta o 2 ciśnieniach pary; brak jeszcze danych do uzyskanych wyników.

5. Elektrownie przemysłowe.

Przy uwspółcześnianiu urządzeń przemysłowych istnieje dążenie do uzyskania wyższej sprawności cieplnej przy zwracaniu specjalnej uwagi na sprawę wytwarzania pary zarówno dla wytwarzania siły, jak też i do potrzeb produkcji.

W tym celu przystąpiono do zastosowania w szerszym zakresie pary o wysokiem ciśnieniu. Wiele instalacyj zawiera już turbiny na wysokie ciśnienie, których para wylotowa jest zużywana do celów produkcji przemysłowej, oraz turbiny o poborze pary. W innych miejscach spotykamy się ze skombinowaniem zakupu pary z wytwarzaniem jej we własnem urządzeniu.

Ciekawem jest zaznaczyć decyzję, świeżo powziętą przez Philep Carvey Manufacturing Co, w pobliżu Cincinnati, zainstalowania kotła o ciśnieniu 126 *kg*.

Będzie to najwyższe ciśnienie pary w użyciu w Ameryce. Instalacja jest tem bardziej ciekawa, iż należy do zakładu przemysłowego. Można przytoczyć inny przykład stosowania wysokich ciśnień w elektrowniach przemysłowych. Jest to Waldorf Power Product Cy w St. Paul, gdzie są w użyciu kotły o ciśnieniu 48 kg/cm^2, zasilane przez rozpylacze jednostkowe.

Szereg elektrowni przemysłowych przyjęło ciśnienie 28 kg/cm^2.

W Packard Motor Car Cy w Detroit przyjęto układ, w którym turbina o poborze pary dostarcza pary o ciśnieniu 6 kg/cm^2 do potrzeb produkcji fabrycznej, przyczem jej kondensator stanowi urządzenie do ogrzewania fabryki, pracujące na wodzie gorącej. Energja jest wytwarzana tylko w tych granicach, w jakich może ona być otrzymana jako produkt poboczny przy otrzymaniu pary do ogrzewania i potrzeb produkcji.

W Pensylvania Salt Manufacturing Cy para, pobierana z turbiny jest używana do odparowywania roztworu sody gryzącej i do ogrzewania fabryki.

Nowy układ urządzeń pozwolił na zaoszczędzenie 45% ogólnej ilości pary w stosunku do zużycia dawnych maszyn fabryki o ruchu zwrotnym (Power).

Na Konferencji Paliwowej w Londynie, dr. Rosin przedstawił również opis elektrowni Böhlen w pobliżu Drezna, która została świeżo uruchomiona.

Jak było wspomniane poprzednio zakład stanowi kombinację fabryki krykietów i elektrowni. Fabryka brykietów przerabia 10000 ton węgla brunatnego na dzień i wytwarza 2000 ton brykietów, przeznaczonych do potrzeb kolei żelaznych. Pył wydzielany w czasie fabrykacji brykietów jest spalany w spółczesnych kotłach. Sala turbin zawiera 9 zespołów, z czego 3 małe, na wysokie ciśnienie o mocy ogólnej 32000 *kW*, dostarczające parę wylotową do suszenia węgla brunatnego, oraz 6 zespołów większych ze skraplaczami o ogólnej mocy 165000 *kW* (Fuel Con).

(d. c. n.).